

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování

Student: **Michal Nožka**

Studijní program: Strojírenství

Studijní obor: Základy strojního inženýrství

Vedoucí práce: **prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.**

Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Obojživelný terénní automobil s hydraulickým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je studie proveditelnosti terénního obojživelného kolového automobilu s hydraulickým pohonem s těmito parametry: hlavní dieselhydraulický agregát bude obsahovat turbodiesel $P=250$ kW, $n=1200$ až 2400 ot/min hydrogenerátor do tlaku $p=30$ MPa. Hladinový pohon bude reaktivní s dvěma čerpacími agregáty sestávajícími z hydrostatického motoru 120 kW a hydrodynamického čerpadla ($P=120$ kW, $Q=0,2$ m³/s, $p=0,5$ MPa).

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Analýza problému a cíl práce
3. Přehled současného stavu poznání
4. Diskuze
5. Závěr
6. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkres sestavení

Typ práce: rešeršní

Účel práce: výzkum a vývoj

Seznam literatury:

Shigley, J.E., Mischke, Ch.R., Budynas, R.G.: Konstruování strojních součástí. Překlad 7. vydání, VUTIUM, Brno 2010, 1186 s.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá studií řešitelnosti terénního obojživelného vozidla s hydrostatickým pohonem. První část této práce se věnuje základním pojmům z teorie obojživelných vozidel a hydraulických pohonů vozidel. Ve druhé části se práce zabývá srovnáním vybraných obojživelných vozidel. V této práci se nachází také doporučené prvky, které by mohly být použity pro stavbu obojživelného vozidla s hydrostatickým pohonem dle zadání.

KLÍČOVÁ SLOVA

hydraulický pohon, hydrogenerátor, hydromotor, čerpadlo, obojživelné vozidlo, plavební schopnosti.

ABSTRACT

The main purpose of this bachelor's thesis is a feasibility study of an amphibious off-road car with hydraulic drive. The first part of this thesis contains basic theory of amphibious vehicles and hydraulic drives of vehicles. The second part consists of chosen amphibious cars and their comparisons. Part of this thesis also suggests hydraulic components that could be used for construction of this car.

KEY WORDS

hydraulic drive, pump, hydraulic motor, pump, amphibious car, floatation, stability, buoyancy.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOŽKA, M. *Obojživelný terénní automobil s hydraulickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 53 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci *Obojživelný terénní automobil s hydraulickým pohonem* jsem vypracoval a napsal samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce prof. RND. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a uvedl v seznamu všechny zdroje.

V Brně dne _____

vlastnoruční podpis autora

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé práce prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za odborné vedení, cenné rady a ochotu pomoci, kterou přispěl k vypracování této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Miroslavu Jurikovi za odborné rady a podnětné připomínky.

OBSAH

OBSAH	11
ÚVOD	12
1 ANALÝZA PROBLÉMU	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1. Úvod do problematiky	14
2.2. Vybrané pojmy a vztahy teorie hydromechaniky	14
2.2.1 Fyzikální vlastnosti kapalin	14
2.2.2 Základní zákony hydromechaniky	16
2.3 Vybrané pojmy a vztahy teorie čerpadel a hydromotorů	17
2.3.1 Čerpadla	17
2.3.2 Hydrostatická čerpadla	18
2.3.3 Rozdělení hydrostatických čerpadel	18
2.3.4 Parametry hydrostatických čerpadel a hydromotorů	18
2.3.5 Hydromotory vhodné pro pohon obojživelného vozidla a čerpadel	21
2.3.6 Radiální hydromotory	22
2.3.7 Axiální hydromotory	24
2.4 Vybrané části teorie hydraulických pohonů	27
2.4.1 Hydraulický pohon	27
2.4.2 Prvky hydraulického pohonu	29
2.4.3 Výhody hydraulických zařízení	29
2.4.4 Nevýhody hydraulických zařízení	29
2.5 Základní pojmy plavebních schopností obojživelných vozidel	30
2.6 Základní druhy pohonů na vodě využívané u obojživelných vozidel	31
2.6.1 Simulace vodních pohonů	33
2.7 Rozdělení obojživelných vozidel	33
2.8 Příklady lehkých terénních obojživelných kolových vozidel	36
2.9 Obojživelná vozidla s hydrostatickým pohonem	39
3 MOŽNÁ VARIANTA ŘEŠENÍ POHONU OBOJŽIVELNÉHO VOZIDLA	40
3.1 Doplnující parametry a představa o vozidle	41
3.2 Komponenty	42
4 DISKUSE	45
5 ZÁVĚR	46
6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	47
7 SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	49
8 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ, TABULEK	51
9 SEZNAM PŘÍLOH	53

ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá studií možnosti realizace obojživelného vozidla pro společnost CENTRUM HYDRAULICKÉHO VÝZKUMU, spol. s r.o. (dále jen „CHV“), která je součástí SPL Holding, a.s.

Hydraulické pohony jsou stále více využívány v oblasti strojírenství, především díky podpoře vývoje elektronických prvků řízení, které dokáží zvyšovat účinnost hydraulických zařízení a otvírají další možnosti aplikací.

První část této práce se věnuje základním pojmům z teorie obojživelných vozidel a hydraulických pohonů vozidel. Ve druhé části se práce zabývá srovnáním vybraných obojživelných vozidel. V této práci se nachází také doporučené prvky, které by mohly být použity pro stavbu obojživelného vozidla s hydrostatickým pohonem dle zadání.

1 ANALÝZA PROBLÉMU

1

Ačkoliv terénních obojživelných kolových automobilů je na světě více typů v různých provedeních. Vozidlo, které studie řeší v této bakalářské práci, se od již na trhu prodávaných obojživelných vozidel výrazně odlišuje specifickými požadavky na využití jeho čerpacího výkonu.

Obojživelná vozidla jako například SHERP nebo menší ARGO (viz příloha „*Jiná obojživelná vozidla*“) využívají k plavbě po vodě velkých pneumatik se speciálním vzorkem, ten slouží jako lopatky u lopatkového pohonu. Jiná vozidla jako například Amphibious Responder využívají k plavbě vrtulových propulzorů. Pokud je obojživelné vozidlo vybaveno hydrodynamickým čerpadlem, čerpadlo je využito jako vodometný pohon. Většinou se ale jedná o vrtulová čerpadla, která dosahují vysokých průtoků, ale nedosahují vyšších tlaků. Vodometný pohon se využívá především pro „rychlé obojživelníky“. Rychlé obojživelníky vyrábí například společnost GIBBS. U vozidla řešeného v této bakalářské práci se jedná o odstředivá radiální čerpadla. Tato čerpadla nedosahují tak vysokých průtoků jako čerpadla vrtulová, ale dosahují vyšších tlaků, resp. mají lepší výtlačnou výšku.

Dominantním účelem vozidla, řešeného v této bakalářské práci, je využití dvojice hydrodynamických čerpadel pro reaktivní pohon vozidla a hlavně pro čerpání vody pro hasičské účely. Po zakotvení tohoto vozidla na hladině by hydrodynamická čerpadla přešla do režimu čerpání a byla by schopná dopravovat vodu například pro hasiče zasahující při požárech přilehlých lesů. Vozidlo by mohlo být využíváno také jako pojízdné čerpadlo při záplavách atd. Velmi důležitá je také funkce, kdy vozidlo plní účel podávacího čerpadla, které je schopno dopravit vodu do vysoce výkonné čerpací stanice dálkové přepravy vody v řádu kilometrů. Takovou vysoce výkonnou jednotku, pro hašení rozsáhlých požárů, vyvinula společnost SIGMA. Nese označení MČS SIGMA 180-330 a je schopná průtoků až 24 000 l/min vody na vzdálenost až 3 km. Čerpací agregát vyvíjí tlak až 2 MPa, a vznětový motor, který ji pohání, má výkon 880 kW. Hlavním problémem této stanice je vlastní sací schopnost čerpadla, která je dle známých fyzikálních zákonů do 10 m. Tento problém můžeme překonat použitím podávacího čerpadla s vyšší výtlačnou výškou, než je 10 m.

Předpokládaná rychlost vozidla by měla na souši být do 30 km/h a rychlost plavby by se měla pohybovat kolem 10 km/h. Toto vozidlo by mělo být transportovatelné, aby mohlo být rychle dopraveno na místo určení. Využití tohoto vozidla by bylo hlavně u hasičských sborů, ale své uplatnění by mohlo mít také v armádních složkách, lesnických a vodohospodářských společnostech.

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1. Úvod do problematiky

„Dynamický vývoj fyzikálních poznatků a matematiky v 18. a 19. století obecně umocnil také velký posun ve specializovaných oblastech, zvláště také v hydraulice a jejich podoblastí – hydrostatice a hydrodynamice. K zakladatelům hydrodynamiky patří zejména bratři Bernoulliové – Jacob (1654 – 1705) a Johann (1667 – 1748) a Leonard Euler (1707 – 1783). V této době byla známa již řada praktických aplikací, hlavně vodních motorů. Od nepaměti byla využívána vodní kola, zvláště k čerpání vody, ale i k mechanickým pohonům. Z moderních principů čerpadel byla nejdříve vyvinuta pístová, hydrostatická čerpadla, a to v souvislosti s rozvojem páry a parních pístových strojů. Moderní hydrodynamická čerpadla vznikala relativně později – v 19. a 20. století [25].“

Tendence vývoje dnes se zaměřují na zvyšování účinnosti čerpadel a hydromotorů.

2.2. Vybrané pojmy a vztahy teorie hydromechaniky

2.2.1 Fyzikální vlastnosti kapalin

teplota – je přímo úměrná kinetické energii částic kapaliny.

hustota – je podíl hmotností jednotky kapaliny a jednotky objemu:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{dm}{dV} \quad (1)$$

měrný objem – převrácená hodnota hustoty:

$$v = \frac{1}{\rho} = \frac{V}{m} = \frac{dV}{dm} \quad (2)$$

objemová stlačitelnost – se vyjadřuje součinitelem stlačitelnosti δ , kdy úbytek objemu vyvolaný stlačením při konstantní teplotě splňuje rovnici:

$$\delta = -\frac{1}{V} \left(\frac{dV}{dp} \right) \quad (3)$$

modul objemové stlačitelnosti kapaliny – je definován jako převrácená hodnota součinitele objemové stlačitelnosti δ :

$$K = \frac{V \Delta p}{\Delta V} = \frac{1}{\delta} \quad (4)$$

teoretická rychlost šíření zvuku v kapalině:

$$a_t = \sqrt{\frac{K}{\rho}} = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} \quad (5)$$

teplotní roztažnost – je schopnost kapaliny při zahřátí zvýšit svůj objem:

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\Delta V}{\Delta t} \right)_{p=\text{konst}} \quad (6)$$

viskozita kapalin – se projevuje při proudění skutečných kapalin. Pohybují-li se sousední vrstvy kapaliny různými rychlostmi, vzniká na jejich rozhraní smykové tření, které brání pohybu. Pomalejší vrstva je zrychlována a naopak zase rychlejší zbrzděována. Zmenšení rychlosti je způsobeno tečnou silou, která je vyvolána vnitřním třením nebo viskozitou či vazkostí kapaliny [13].

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (7)$$

Tato vlastnost patří k nejdůležitějším v hydraulice. Při volbě pracovního média musíme vzít v úvahu, že vysoká viskozita znamená vyšší ztráty a vyšší teplotu vlivem vnitřního tření. Naopak nízká viskozita může způsobovat prosakování [19].

V hydraulických výpočtech často objevuje $\frac{\eta}{\rho}$, a proto byla zavedena **kinematická viskozita**, její jednotka $[m^2 \cdot s^{-1}]$ obsahuje pouze kinematické veličiny (neobsahuje jednotky hmotnosti nebo síly) [13].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (8)$$

Viskozita kapaliny se s teplotou a tlakem výrazně mění. Její hodnota závisí také na druhu kapaliny. Změnu viskozity vyjadřuje empirický odvozený vztah [6]:

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{(-kt)} \text{ nebo: } \eta = \eta'_0 \cdot e^{\frac{A}{t+B}} \quad (9)$$

povrchové napětí – kapalina na rozhraní se vyznačuje odlišnými vlastnostmi, příznačnými pro ostatní objem kapaliny. Rozhraní kapaliny se jeví jako potažené velmi tenkou a napjatou vrstvou. Příčinou povrchového napětí jsou síly působící mezi molekulami kapaliny [13].

$$\sigma = \frac{dF}{dl} \quad (10)$$

2.2.2 Základní zákony hydromechaniky

Pascalův zákon

Je základním principem fungování hydrostatických zařízení, jako jsou hydraulické lis, převody a zvedáky [6].

Pokud v nestlačitelné a nepohybující se kapalině v jakémkoliv bodě vyvolá tlak, přenesení se tento tlak do celého objemu kapaliny.

$$p = \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} = \text{konst} \quad (11)$$

Rovnice kontinuity

Vyjadřuje obecně zákon zachování hmoty [6].

$$Q = S \cdot v = \text{konst} \quad (12)$$

$$\text{resp.: } S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 \quad (13)$$

Eulerova rovnice hydrodynamiky

Eulerova rovnice pro proudění ideální tekutiny vyjadřuje rovnováhu sil hmotnostních (objemových), které působí na tekutinu z vnějšku, tlakových (působících v tekutině) a setrvačných od vlastního pohybu částic dokonalé tekutiny.

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \text{grad}) \cdot \vec{v} = \vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p \quad (14)$$

Eulerova rovnice hydrostatiky:

$$\frac{D\vec{v}}{Dt} = 0 \quad (15)$$

$$\vec{a} - \frac{1}{\rho} \text{grad } p = 0 \quad (16)$$

Bernoulliho rovnice

Představuje zákon zachování energie hmotnostní jednotky [6].

Pro ustálené proudění ideální tekutiny za působení tíhového zrychlení na proudnici platí [6]:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} + g \cdot h = \text{konst} \quad (17)$$

kde:

$\frac{v^2}{2}$ – kinetická energie

$\frac{p}{\rho}$ – odpovídá tlakové energii

$g \cdot h$ – polohová energie

2.3 Vybrané pojmy a vztahy teorie čerpadel a hydromotorů

2.3**2.3.1 Čerpadla**

2.3.1

Čerpadlem obecně nazýváme stroj nebo zařízení, kterým při dopravě kapaliny statickým nebo dynamickým účinkem zvyšujeme její tlak nebo kinetickou energii. Čerpadla je možno rozdělit podle aplikace (na vodárenská, chemická atd.), kapalin, které čerpají, podle orientace v prostoru. Nejvýstižnější je však rozdělení podle principu přeměny energie v čerpadle. Energie kapaliny se skládá ze složek obsažených v Bernoulliho rovnici (17).

Pokud převládá člen $\frac{v^2}{2}$, mluvíme o čerpadlech hydrodynamických, pokud převládají členy $\frac{p}{\rho} + g \cdot h$, mluvíme o čerpadlech hydrostatických. U hydrodynamických čerpadel se mění mechanická energie pohonu na kinetickou energii kapaliny, u hydrostatických převažuje energie potenciální.

„Nejvýznamnější hydrostatická čerpadla jsou ta, která pracují na principu přímé přeměny mechanické energie na tlak. Doprava kapaliny se uskutečňuje změnou velikosti činného objemu, což znamená, že kapalina se bezprostředním působením pracovních orgánů (píst, šroub, zub apod.) vytlačuje z pracovního prostoru [15].“

Hydrostatická čerpadla běžně dosahují tlaků kolem 20-40 MPa, ve zvláštních případech však mohou dosahovat až 70 MPa [16].

Pozn.: V současné době se ve výzkumných akademických a firemních centrech projektují čerpadla s tlakem až 350 MPa.

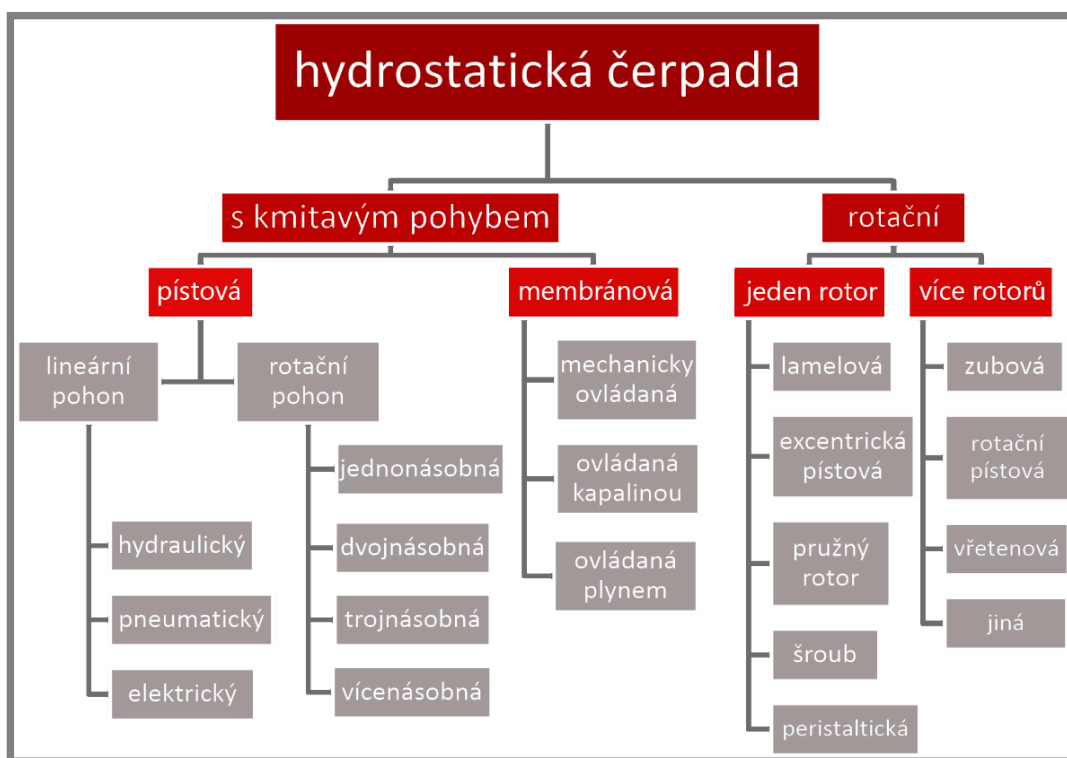
2.3.2 Hydrostatická čerpadla

Protože vozidlo, jehož studií se zabývá tato bakalářská práce, bude poháněno hydrostatickým pohonem, je potřeba přiblížit problematiku hydrostatických čerpadel obecně.

„Každé čerpadlo je kromě jeho primárního účelu – přenosu hmoty možno aplikovat i při přenosu energie. Hydrostatická čerpadla, pracující na principu přímé přeměny mechanické energie na tlak, zahrnují v sobě i hydrostatické převodníky (generátory, motory). Slouží pro přenos energie jako hydraulický pohon [15].“

2.3.3 Rozdělení hydrostatických čerpadel

Rozdělení hydrostatických čerpadel je následující:



Obr. 1 Rozdělení hydrostatických čerpadel (upraveno do barevného schématu ÚK) [29]

2.3.4 Parametry hydrostatických čerpadel a hydromotorů

Pro čerpadla a hydromotory platí následující závislosti:

Pro průtok ideálního čerpadla, které nemá žádné netěsnosti, platí:

$$Q = D \cdot \omega \quad (18)$$

Otáčky hydromotorů jsou závislé na průtoku, a proto lze rovnici (18) přepsat do tvaru pro výpočet úhlové rychlosti hydromotoru:

$$\omega = \frac{Q}{D} \quad (19)$$

Protože čerpadlo a hydromotor nejsou ideálně těsněné, zavádí se objemovou účinnost η_o .

Rovnice (18) a (19) potom lze přepsat do tvarů:

$$Q = D \cdot \omega \cdot \eta_o \text{ pro čerpadlo} \quad (20)$$

$$\text{a pro hydromotor } \omega = \frac{Q}{D} \eta_o \quad (21)$$

Objemová účinnost je závislá hlavně na viskozitě kapaliny, tlaku a otáčkách [12].

Pro ideální čerpadlo platí, že celková mechanická práce se promění na energii kapaliny (u ideálního hydromotoru obráceně):

$$P = M_k \cdot \omega = \Delta p \cdot Q \quad (22)$$

Kombinací rovnic (19) a (22) získáváme rovnici závislosti M_k :

$$M_k = \Delta p \cdot D \quad (23)$$

U reálných čerpadel dochází ke tření mezi pohyblivými součástmi, vznikají v čerpadle mechanické ztráty, proto se zavádí mechanická účinnost η_m .

Pro vstupní krouticí moment čerpadla platí:

$$M_k = \frac{\Delta p \cdot D}{\eta_m} \quad (24)$$

a pro výstupní krouticí moment hydromotorů:

$$M_k = \eta_m \cdot \Delta p \cdot D \quad (25)$$

Mechanická účinnost je závislá hlavně na viskozitě kapaliny, tlaku a otáčkách [12].

Celkový příkon čerpadla lze vyjádřit jako:

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q}{\eta_m \cdot \eta_o} \quad (26)$$

Celkový výkon hydromotoru:

$$P = \Delta p \cdot Q \cdot \eta_m \cdot \eta_o \quad (27)$$

Pokud označíme ztráty způsobeny netěsnostmi nebo objemovými ztrátami Q_s a ztráty krouticího momentu vlivem tření a jinými ztrátami M_{kz} potom dostáváme jednotlivé účinnosti:

– pro čerpadlo:

$$\eta_o = \frac{Q_t - Q_s}{Q_t} = 1 - \frac{Q_s}{Q_t} \quad (28)$$

$$\eta_m = \frac{M_{kt}}{M_{kt} + M_{kz}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{kz}}{M_{kt}}} \quad (29)$$

– pro hydromotor:

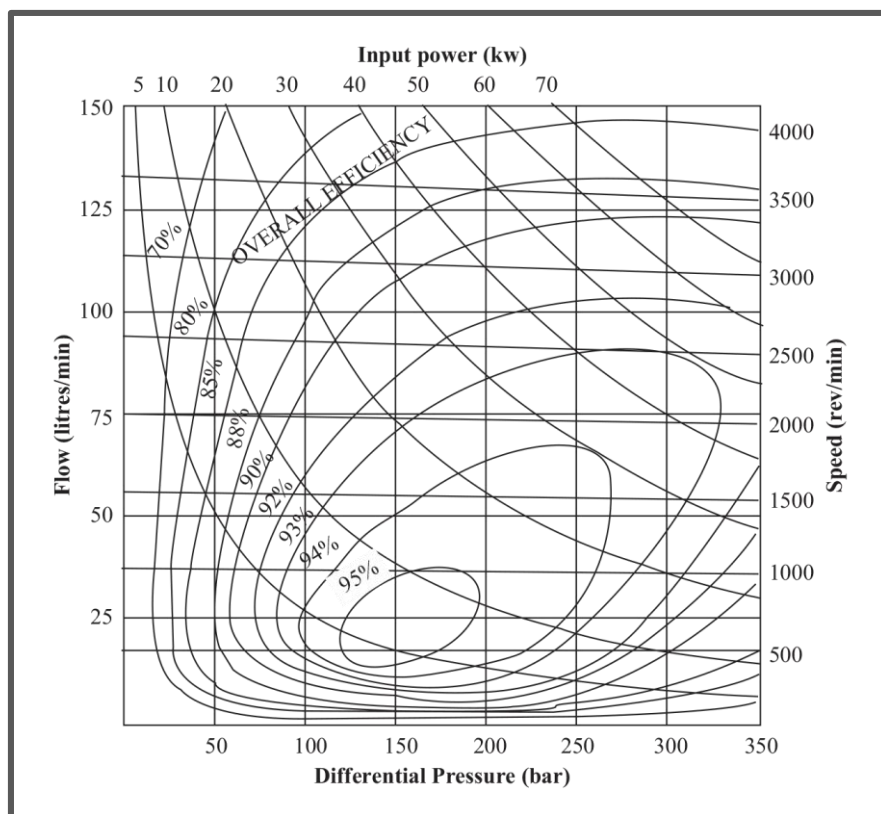
$$\eta_o = \frac{Q_t}{Q_t + Q_s} = \frac{1}{1 + \frac{Q_s}{Q_t}} \quad (30)$$

$$\eta_m = \frac{M_{kt} - M_{kz}}{M_{kt}} = 1 - \frac{M_{kz}}{M_{kt}} \quad (31)$$

– celková účinnost prvku je tedy:

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_m \quad (32)$$

Po provedení zkoušek čerpadla s daným pracovním médiem získáváme celkovou charakteristiku daného čerpadla. Tuto charakteristiku lze znázornit například výkonovou charakteristikou.



Obr. 2 Výkonová charakteristika čerpadla [12]

2.3.5 Hydromotory vhodné pro pohon obojživelného vozidla a čerpadel

2.3.5

Pro výběr typu hydromotoru podle základních parametrů se lze řídit například Tab. 1, která může vyloučit některé typy hydromotorů.

Tab. 1 Srovnání typů hydromotorů

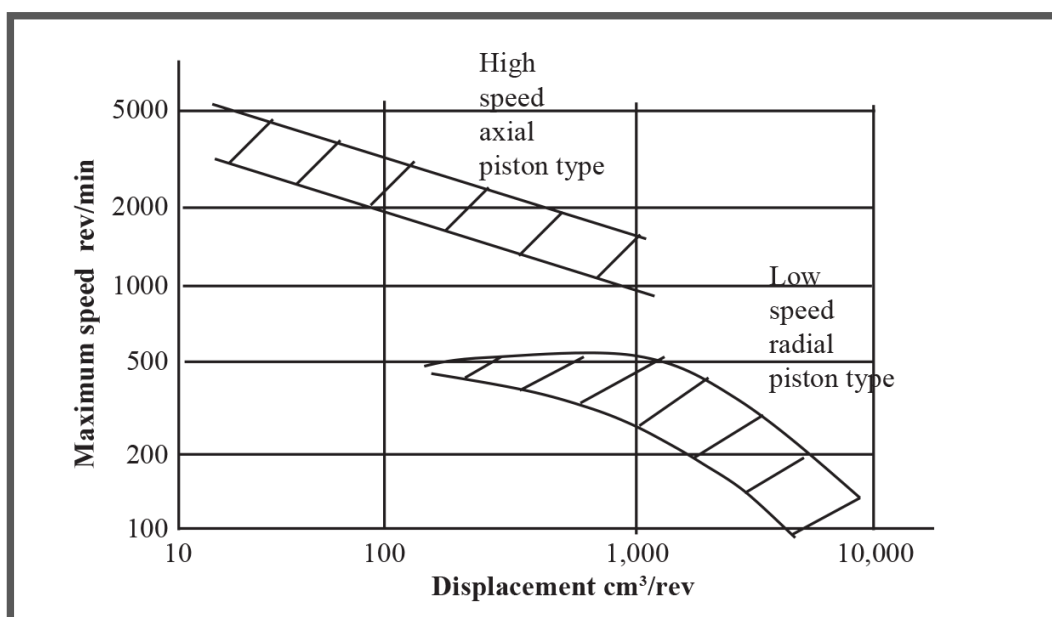
Typ hydromotoru	Max. zdvihový objem (cm ³ /ot)	Max. kontinuální tlak (bar)	Max. krouticí moment (Nm)	Provozní otáčky (min ⁻¹)	
				min.	max.
Zubový	250	250	1000	200	4000
Lopátkový	350	250	1400	30	2200
Pístový axiální	1000	350	5570	100	5000
Zubový ORBIT	1600	210	4500	25	350
Pístový radiální	380000	350	2 x 10 ⁶	0,5	250

Pozn.: Z tabulky vyplývá, že radiální pístový hydromotor jako jediný je schopný plynulého otáčení již od velmi nízkých otáček, proto jako jediný může startovat zatížený.

Pro pohon kol vozidla musí hydromotor vyvinout dostatečný krouticí moment, aby byl překonán celkový odpor vozidla. Nejvyšších krouticích momentů dosahují rotační pístové hydromotory, a proto jsou nejčastějšími typy hydromotorů využívaných v mobilní hydraulice. Základními prvky jsou písty, které vykonávají přímočarý vratný pohyb ve válcích. Protože se v dnešní době vyrábí přesné cylindrické komponenty (písty a válce), mají tyto hydromotory vysokou těsnost, a proto dosahují vysokých účinností a vysokých tlaků [16].

Podle uspořádání pístu rozlišujeme hydromotory:

- axiální,
- radiální.



Obr. 3 Srovnání zdvihového objemu a maximální rychlosti pístových hydromotorů [12]

Někdy se v mobilní hydraulice využívá zubové hydromotory s vnitřním ozubením. Tyto motory však nedosahují parametrů pístových hydromotorů, a proto nejsou vhodné pro aplikaci v tomto vozidle.

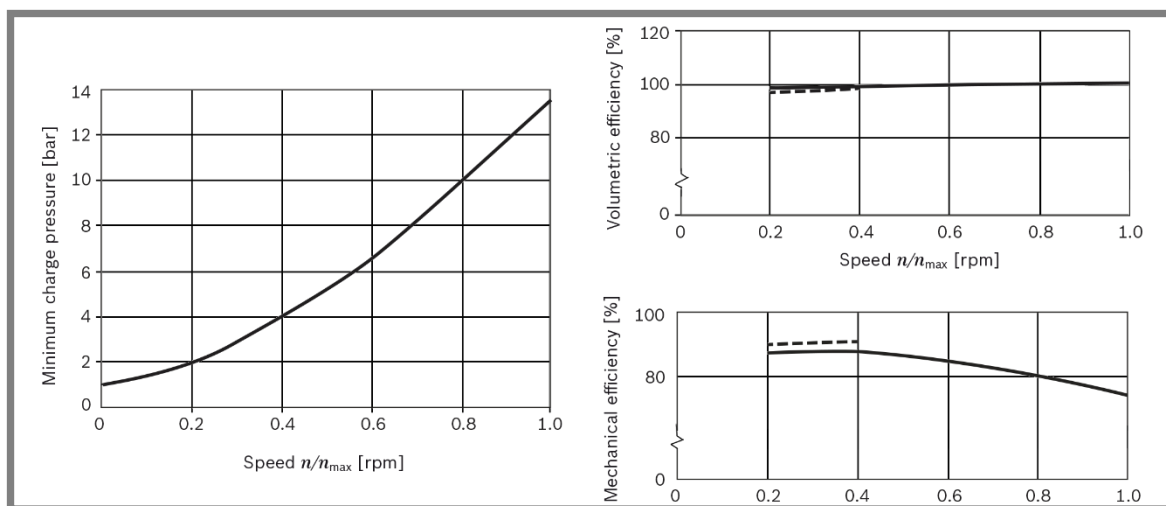
2.3.6 Radiální hydromotory

Tyto hydromotory se využívají většinou jako vysokomomentové, neregulační s nízkými otáčkami. Běžně dosahují tlaků 25 MPa, ale jsou schopny vyvinout až 70 MPa. Normální rozsah otáček se pohybuje od 750 do 1500 min⁻¹ a maximální účinnost dosahuje 95 %. Tyto hydromotory se využívají především jako pohony kol, jeřábových bubnů a všude tam kde je potřeba dosahovat vysokého točivého momentu. Pokud chceme dosáhnout ještě vyšších krouticích momentů, lze tento hydromotor zkombinovat s planetovou převodovkou [16].

Běžně se tyto hydromotory kombinují také s brzdou, která zajišťuje klidovou polohu. Mazání je zajištěno pracovním médiem [16].

Podle konstrukce rozlišujeme radiální hydromotory:

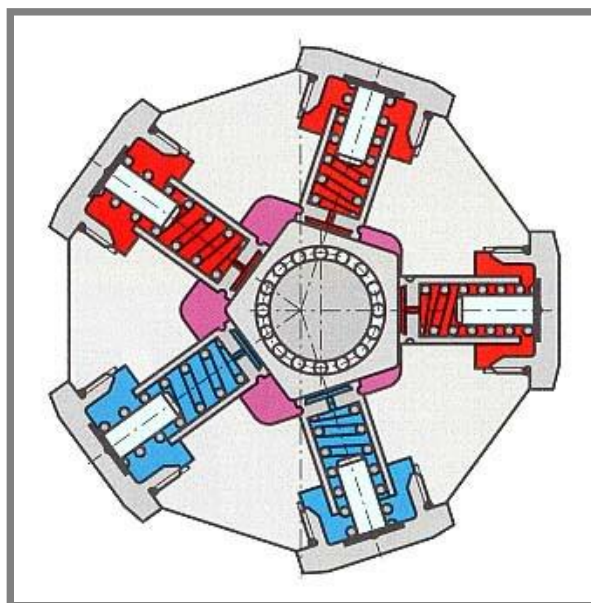
- s písty vedenými ve statoru,
- s písty vedenými v rotoru.



Obr. 4 Charakteristiky radiálního hydromotoru (MCR-A) [3]

– Radiální hydromotory s písty vedenými ve statoru

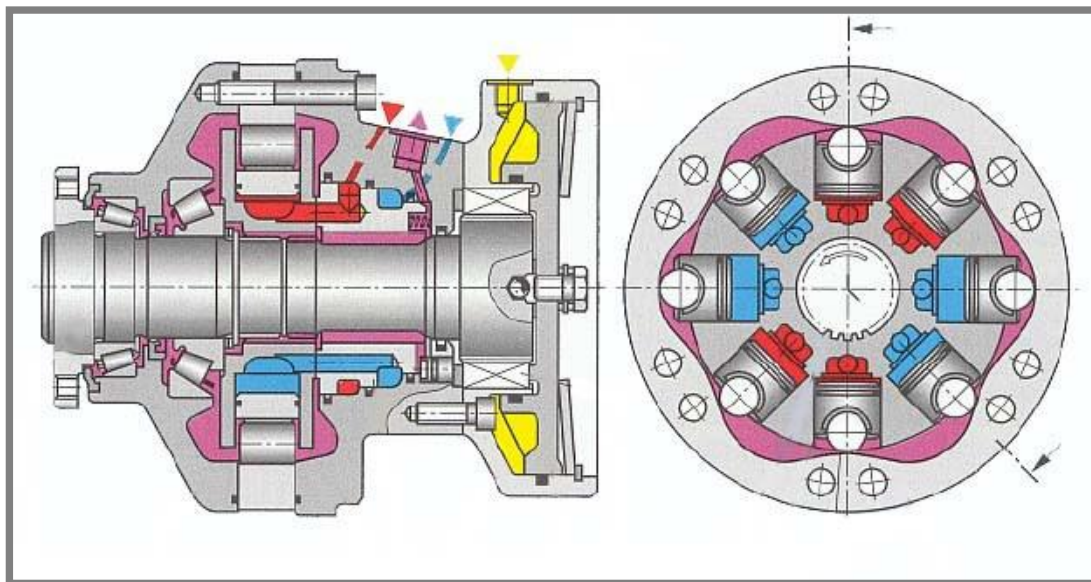
„Síla přes písty od tlaku kapaliny je přenášena na výstředník vytvořený na výstupním hřídeli hydromotoru. Přenášení síly od pístu ke středu excentru je zajištěno pomocí ojnice, naklápěním vedení pístů nebo pomocí vícebokého hranolu. Tyto pohony pístů se liší výrobcem. Obvykle se počet pístů pohybuje mezi 5 a 7, někdy také mohou být písty uspořádány ve dvou řadách za sebou a pootočené o polovinu rozteče pístu [28].“



Obr. 5 Radiální pístový hydromotor s písty vedenými ve statoru [1]

– Radiální hydromotory s písty vedenými v rotoru

Písty tohoto hydromotoru jsou uloženy ve válcích, které se nachází v rotoru. Vnější konce pístů se opírají o dráhu statoru, která může být kruhová nebo křivková (je vykonáno několik zdvihu za jednu otáčku). V případě kruhové dráhy statoru písty konají vůči bloku relativní přímočarý vratný pohyb, kdy jejich zdvih je dán velikostí výstřednosti. Kapalina se rozvádí rozvodovým čepem, kolem kterého blok válců rotuje [19].



Obr. 6 Radiální pístový hydromotor s písty vedenými v rotoru [1]

2.3.7 Axiální hydromotory

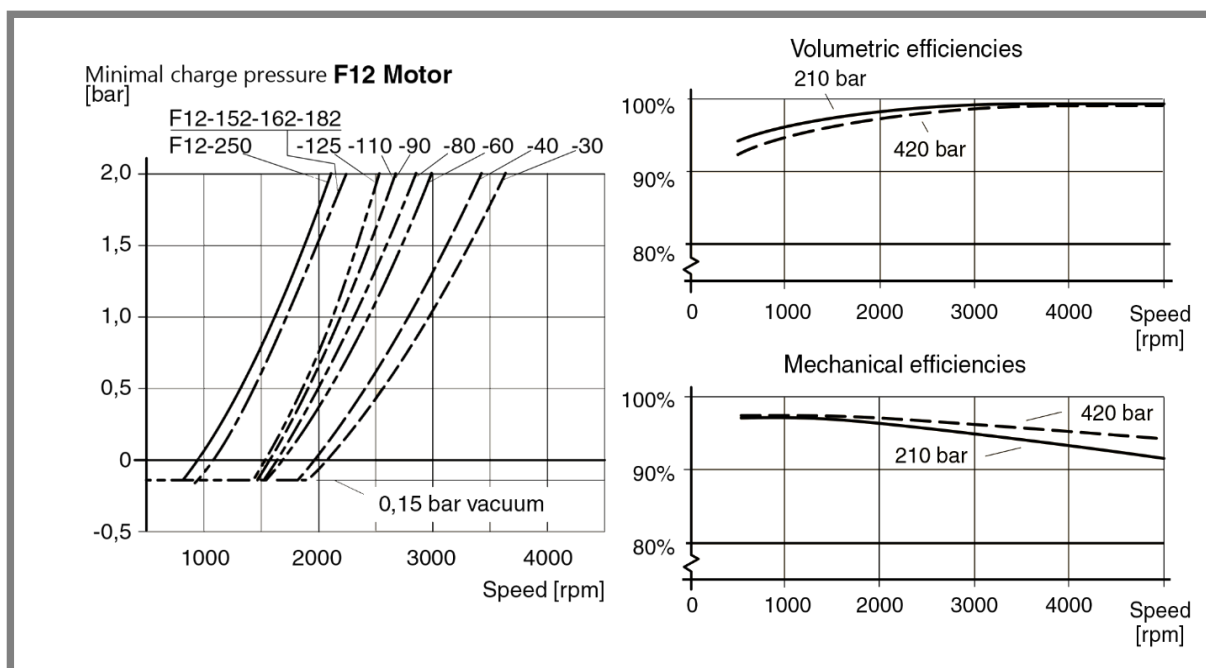
V hydrostatických pohonech jsou axiální hydromotory nejpoužívanější. Je to způsobeno tím, že tyto hydromotory mají mnoho výhod, jako například [16]:

- vysoký výkon na hmotnost zařízení,
- trvanlivost až 20 000 hodin,
- schopnost dosahovat dlouhodobě tlaků až 40 MPa.

Podle konstrukce rozlišujeme axiální hydromotory:

- s nakloněným blokem válců,
- s nakloněnou deskou.

Vyrábějí se jak v regulačním tak v neregulačním provedení. Regulace je prováděna změnou zdvihu pístu a to změnou úhlu mezi osou hřídele a osou bloku válců nebo změnou sklonu šikmé desky [19].



Obr. 7 Charakteristiky axiálních hydromotorů (Parker F12) [11]

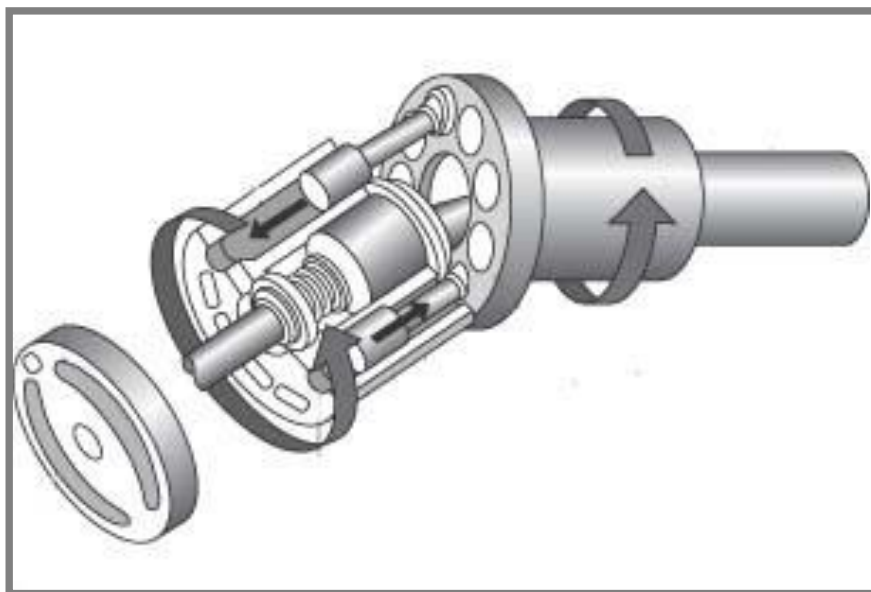
– S nakloněným bokem válců

Osa hřídele je různoběžná s osou bloku válců a úhel jimi sevřeny určuje zdvih pístů. Pohyb pístů je nucený, vyvolaný ojnicemi, uloženými v kulových kloubech v pístech a v hnaném hřídeli. Středů kulových kloubů na hřídeli leží v rovině kolmé k ose hřídele a procházejí průsečíkem obou os. Rotační pohyb hřídele a bloku je vzájemně vázán přes ojnice a písty, přičemž nutná vůle mezi ojnicí a pístem způsobuje jejich částečné uhlové pootočení [19].

Výhody oproti verzi s nakloněnou deskou [16]:

- menší třecí síly na pístech, menší opotřebení pístů,
- možnost vychýlení osy bloku válců až o 45° ,
- menší hydrostatické síly- nižší možnosti uniku oleje,
- nižší hlučnost,
- vyšší odolnost vůči znečištění pracovního média.

Hlavní nevýhodou oproti verzi s nakloněnou deskou je, že při vysokém vychýlení, lze jen velmi omezeně regulovat průtok [16].



Obr. 8 Axiální pístový hydromotor s nakloněným bokem válců [1]

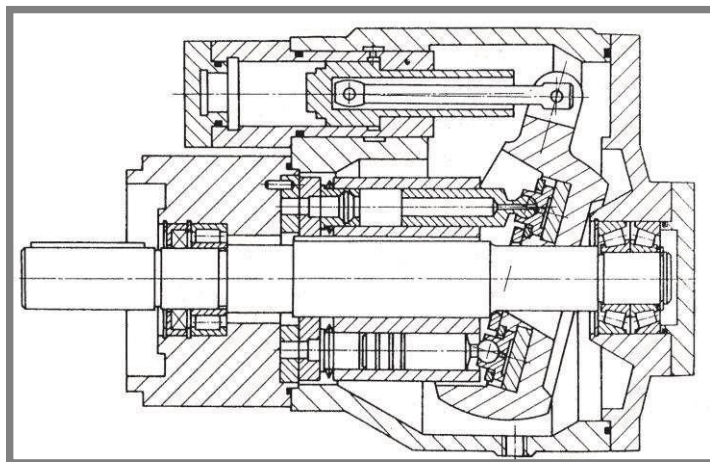
– **S nakloněnou deskou**

Hřídel a blok válců leží na stejné ose, rotace bloků je přímo odvozena od rotace hřídele. Písty se opírají o šikmou desku a jejich zdvih je dan úhlem naklonění desky. Styk desky a pístů je buď přímý, nebo prostřednictvím hydrostaticky vyvážených klouzátek. V prvním případě se písty svým vnějším koncem opírají o desku, která je uložena na ložisku a rotuje spolu s nimi a blokem válců. V druhém případě jsou vnější konce pístů opatřeny kluzáky, deska je pevná a klouzátko po ní kloužou. Písty s klouzátkami jsou spojeny kulovým kloubem [19].

Výhody oproti verzi s nakloněným bokem válců [16]:

- nižší ztráty tlaků,
- menší celkové rozměry a hmotnost,
- jednodušší konstrukce,
- lepší dynamické vlastnosti, v průběhu regulace průtoku,
- možnost sériového zapojení čerpadel v ose.

Hlavní nevýhodou oproti verzi s nakloněným bokem válců, je menší možnost vychýlení desky (do 18°) [16].



Obr. 9 Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [19]

2.4 Vybrané části teorie hydraulických pohonů

2.4

2.4.1 Hydraulický pohon

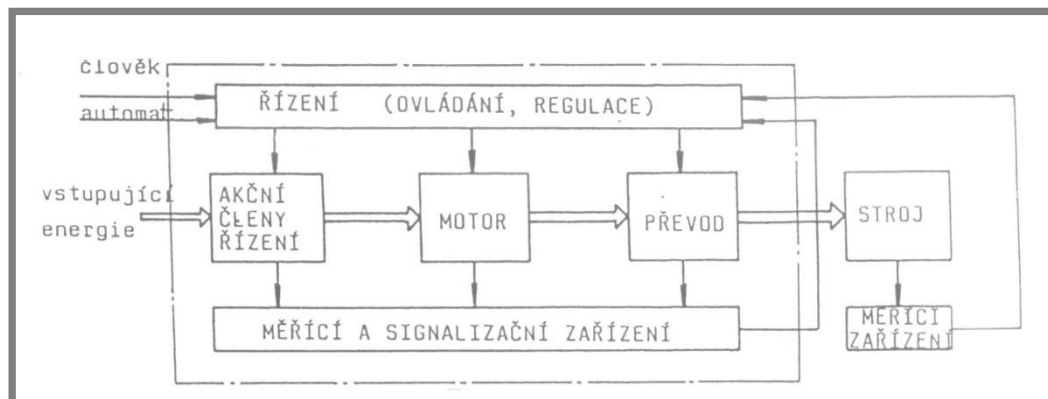
2.4.1

Jedná se o pohon, který ke své činnosti využívá kapaliny. Obecně se hydraulický pohon skládá z těchto částí [18]:

- vstupního členu (mechanická energie se převede na energii kapaliny v generátoru – zdroje tlakového média),
- bloku řízení (skupina prvků, která ovládá průtok a tlak média v závislosti na požadavcích zařízení),
- výstupního členu (energie tekutiny se převede na energii mechanickou ve spotřebiči).

Tyto prvky jsou v hydraulických systémech spojeny vedením (hadicemi, kostkami, trubkami a propojkami). Ne vždy musí pohon obsahovat všechny prvky, záleží především na ceně, stupni automatizace a požadovaných vlastnostech.

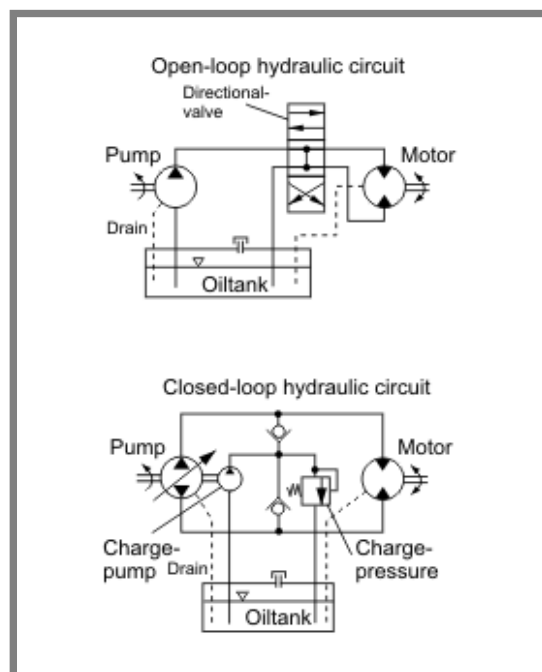
Podle charakteru působení tekutiny může převládat účinek statický (např. tlak média ve válci na píst), nebo dynamický (např. tlak proudícího média na lopatky). Hydraulický pohon využívající především statickou energii kapaliny se nazývá hydrostatický pohon [18].



Obr. 10 Skladba pohonu [18]

Hydraulické obvody dělíme na:

- otevřené: dochází k návratu pracovního média zpět do zásobníku po každém pracovním cyklu,
- uzavřené: pracovní médium obíhá v uzavřeném obvodu bez toho, aby se vracelo do zásobníku.



Obr. 11 Otevřený a uzavřený obvod zdroj: www.wikipedia.com

2.4.2 Prvky hydraulického pohonu

2.4.2

Hlavními prvky hydraulického pohonu jsou [16]:

- čerpadlo (neboli hydrogenerátor): nejčastěji jsou využívána pístová hydrostatická čerpadla v axiálním nebo radiálním provedení,
- motor: pokud čerpadlo využíváme obráceně, jedná se o hydromotor, opět se využívá především pístové hydromotory v axiálním nebo radiálním provedení. Velmi často se také setkáváme s lineárním hydromotorem, který slouží pro pohon částí, které nevykonávají rotační pohyb,
- ovládací a pomocné členy: mezi ovládací členy patří např. rozváděče, kohouty a časová relé. Jako pomocné členy poté uvažujeme všechny ostatní prvky,
- nádrž na provozní kapalinu,
- potrubí.

2.4.3 Výhody hydraulických zařízení

2.4.3

K expanzi hydraulického pohonu v technické praxi vedly jejich nesporné výhody, oproti jiným mechanismům. Mezi tyto výhody patří [16, 20]:

- „*velmi dobrý výkon na hmotnost zařízení. Například axiální pístové čerpadlo dosahuje až 4-6 kW/kg, což je více než jakýkoliv jiný druh pohonu, který využíváme [16],*“
- při použití regulačního čerpadla jsme schopni dosáhnout velmi plynulých změn otáček. Navíc díky elektronice je tento princip velmi jednoduchý na ovládání,
- nízké opotřebení, díky tomu, že mazivo je i pracovním médiem,
- mnohem nižší omezení konstrukce vozidla na rozdíl od standardního pohonu,
- propojovací hadice lze vést prakticky kdekoli na rozdíl od hřídelí, které přidávají na hmotnosti vozidla a značně komplikují konstrukci vozidel. Díky tomu není problém konstruovat vozidla složitějších tvarů a není problém přidávat počet poháněných kol,
- jednoduchá změna smyslu otáčení,
- možnost konstrukce mnoha různých a specifických hydraulických obvodů z několika standardních dílů,
- jednoduchost automatizace a možnost dálkového ovládání.

2.4.4 Nevýhody hydraulických zařízení

2.4.4

Bohužel, hydrostatický pohon má i své nevýhody [14, 16, 20, 24]:

- jako každý systém, který funguje s kapalinami, může být náchylný na úniky pracovního média a tím ztrácet výkon nebo způsobit únik minerálního oleje do prostředí. „*Proto se snažíme v posledních letech nahradit minerální olej, olejem rostlinného původu, který se snadněji neutralizuje*“ [16],
- se změnou teploty dochází ke změně viskozity a tím i chování celého systému,
- hlučnost hydromotoru a vibrace systému při vysokých tlacích,

- vibrace mohou ovlivňovat trvanlivost jednotlivých dílů, k největší únavě materiálu dochází, pokud se frekvence blíží frekvencím vlastním dané součástky. Nejnáchylnější na tyto vibrace jsou ovládací prvky ventilů,
- nákladná výroba hydromotorů, které musí být vyrobeny s vysokou přesností,
- náchylnost vůči nečistotám.

2.5 Základní pojmy plavebních schopností obojživelných vozidel

Základní teorií pro řešení plavebních schopností obojživelných vozidel je teorie lodí. Podle teorie lodí lze za základní plavební vlastnosti každého vozidla označit:

– plovatelnost

Schopnost vozidla plavat po vodní hladině, v důsledku hydrostatického vztlaku.

Poloha vozidla na hladině je dána jeho ponorem, sklonem a náklonem.

V klidové poloze platí:

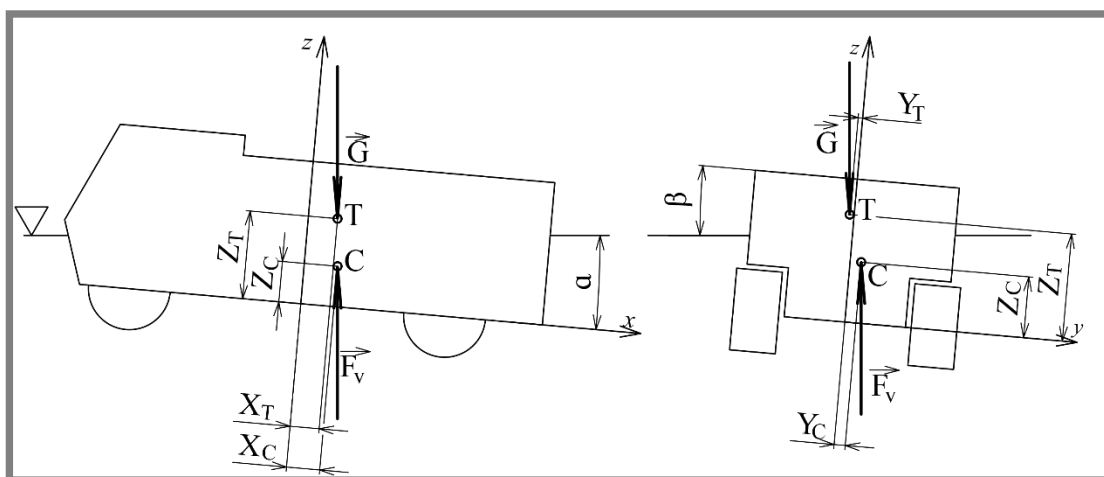
$$G = F_v \quad (33)$$

Pokud platí:

$$x_T = x_C \quad (34)$$

$$\text{a } y_T = y_C \quad (35)$$

vozidlo se bude nacházet ve vodorovné poloze. Pokud jedna z rovnic nebude platit, vozidlo se ustálí na hladině v rovnovážné poloze s náklonem nebo sklonem [21, 27].



Obr. 12 Vozidlo na hladině

– **stabilitu**

Schopnost plavidla po vychýlení z rovnovážné polohy, se vrátit do původního, rovnovážného stavu, pokud přestanou působit vnější síly nebo jiné příčiny, které vychýlení plavidla způsobily. Stabilitu rozlišujeme na [26]:

- statickou,
- dynamickou.

Statická stabilita je definována jako velikost vratného momentu při vychýlení plavidla z rovnovážné polohy působením statických klopných momentů [27].

Dynamická stabilita plavidla, pro daný úhel náklonu, je definována jako práce vykonaná při pomalém naklánění plavidla a konstantním výtlaku plavidla (zanedbáváme odpor vody a vzduchu) [21].

– **rychlost plavby**

Rychlost, kterou se vozidlo může pohybovat po vodní hladině.

– **manévrovatelnost**

Schopnost vozidla udržovat daný směr plavby a schopnost měnit směr plavby podle potřeby, jak na klidné vodě, tak na rozbouřeném moři [26, 27].

2.6 Základní druhy pohonů na vodě využívané u obojživelných vozidel

2.6

Obojživelná vozidla využívají k pohybu po vodní hladině propulzních prvků, mezi hlavní patří:

- **Vrtulové propulzory** - Využívá se hlavně u větších armádních kolových obojživelných vozidel. Existuje mnoho různých provedení [22, 26].

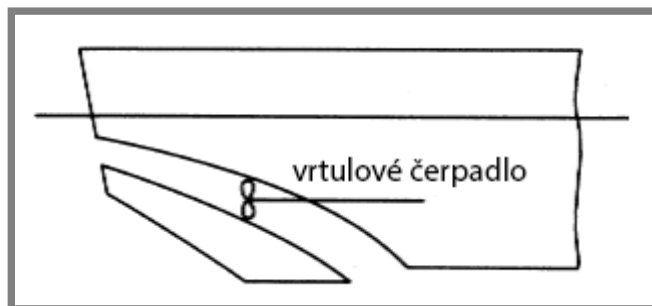


Obr. 13 Obojživelné vozidlo TERREX 2 s patrnými vrtulovými propulzory (provedení vrtule v dýze) zdroj: <http://www.saic.com/>

Alternativou vrtulových propulzorů může být:

– **Reaktivní pohon**, zvaný také **vodometný**

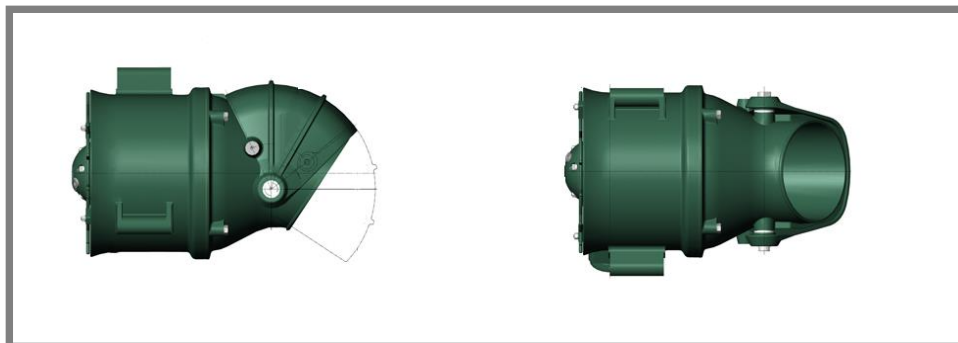
U tohoto pohonu se voda vhání hydrodynamickým čerpadlem do vozidla a potom je velkou rychlostí vyvedena z vozidla. Reakcí vytékajícího proudu vody na vozidlo vzniká tahová pohonná síla [26].



Obr. 14 Základní princip fungování vodometného pohonu [22]

Tento druh pohonu se využívá hlavně na rychlých plavidlech, nebo na plavidlech, které se plaví v mělkých vodách. Tento pohon se také objevuje často u „rychlých obojživelníků“ a také u vojenských vozidel [26, 27].

Pro řízení plavidel s reaktivním pohonem, se většinou využívá speciálních otočných trysek s obracečem tahu.

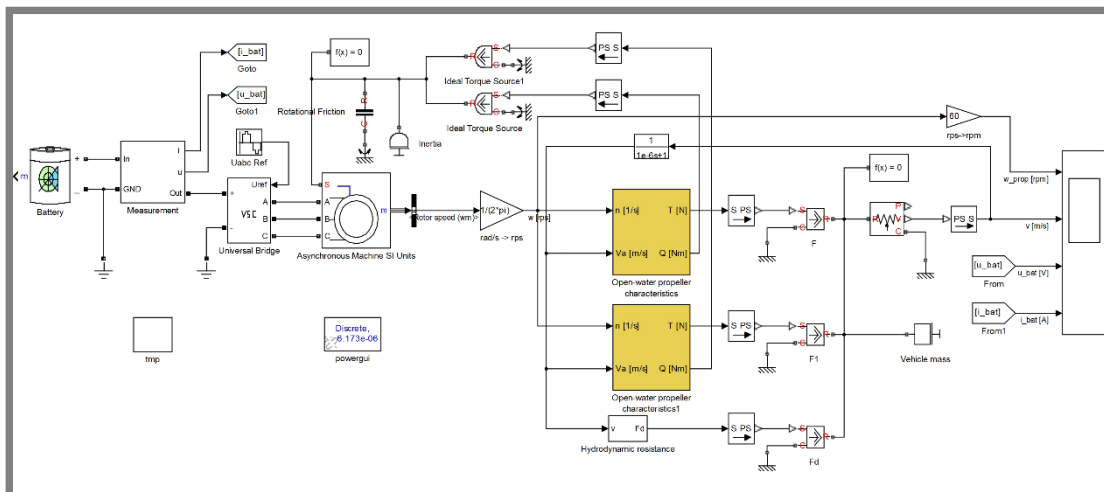


Obr. 15 Reaktivní pohon určený pro obojživelná vozidla společnosti MJP (upraveno) zdroj: www.marinejetpower.com

- **Kolesa** - s pevnými lopatkami nebo s otočnými lopatkami
Tento pohon se využívá u menších obojživelných vozidel (viz kapitola 2.8), která mají speciální pneumatiky s vzorkem, který tvoří „lopatky“ [27, 26].
- **Pásky** - některá pásová obojživelná vozidla využívají propulzi pásky. Tato vozidla dosahují řádově nižších rychlostí než vozidla poháněné reaktivním nebo vrtulovým pohonem. Tento pohon důkladněji popisuje práce [27].

2.6.1 Simulace vodních pohonů

Jednou z možností simulování vodních pohonů obojživelných vozidel, je využití softwaru MATLAB Simulink s různými doplňky. Jedním s doplňků je například Marine Systems Simulator vyvinutý na Norwegian University of Science. Dalším z doplňků je OpenProp vyvinutý na Thayer School of Engineering at Dartmouth. Tento doplněk se používá pro výpočet koeficientů a jiných potřebných údajů pro simulaci. OpenProp je vhodný také pro optimalizaci rotoru, analýzu kavitace rotoru atd [17].



Obr. 16 Schéma v Simulinku pro elektrický pohon obojživelného autobusu [17]

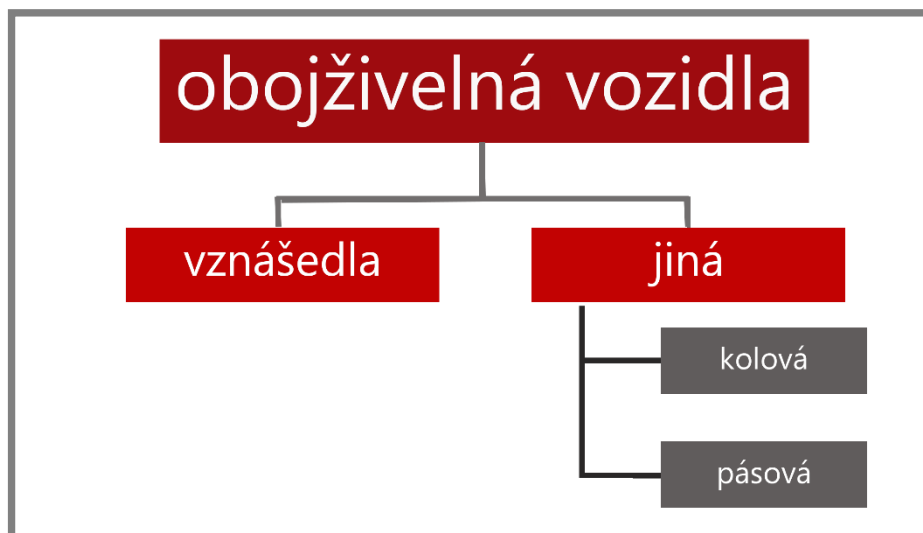
2.7 Rozdělení obojživelných vozidel

V dnešní době existuje mnoho variant obojživelných vozidel, většinu z nich tvoří armádní a záchranářská vozidla. Někteří výrobci se také zaměřují na jinou klientelu a vyrábějí sportovní nebo užitková obojživelná vozidla. *Existuje dokonce i obojživelný autobus [5].*



Obr. 17 DAT Amfibus, zdroj: <http://www.gizmag.com/>

Základní rozdělení obojživelných vozidel je následující:



Obr. 18 Základní rozdělení obojživelných vozidel

Vznášedlo je speciálním druhem obojživelného vozidla, které se pohybuje na vzduchovém polštáři. Do vzduchového polštáře je vháněn vzduch, který vytváří trvalý přetlak. Tento přetlak udržuje vozidlo nad hladinou či pevninou. Pohyb vozidla je zajištěn velkými ventilátory, které jsou umístěné na zádí vozidla. K řízení vznášedel, se využívají systémy kormidel.



Obr. 19 Vznášedlo „SAR“, zdroj: <http://hikemetalboatshipvesselbuilders.com/>

U pásových vozidel je řešen hladinový pohon většinou vodomětným pohonem nebo propulzi pásy [27].



Obr. 20 PTS-10 HZS ČR Hlučín, zdroj: <http://www.pozary.cz/>

Obojživelná vozidla kolová využívají především dezén pneumatiky nebo vodní vrtulový pohon, popřípadě vodomětný pohon. Dezén kola je řešen pneumatikami se speciálním vzorkem, který slouží jako lopatky u lopatkového pohonu [27].



Obr. 21 Rychlý obojživelník Gibbs Quadski XL, zdroj: <http://www.pozary.cz/>

2.8 Příklady lehkých terénních obojživelných kolových vozidel

Jedná se o příklady vozidel, která mohou být použita jako základ pro úpravu na „obojživelné čerpadlo“ podle zadání, ale i o obojživelná vozidla, která se dnes vyrábějí a slouží pro nejrůznější účely.

Příklady obojživelných vozidel vhodných pro transport čerpacího agregátu:

– **SHERP**

Malé obojživelné vozidlo, které k plavbě využívá velkých pneumatik se speciálním vzorkem, které jsou patentem společností SHERP, stejně jako systém dohušťování pneumatik. Toto vozidlo je vybaveno systémem automatického odčerpávání vody v případě prasklin nebo jiných netěsností.

SHERP je schopný překonávat svislé překážky do výšky 70 cm, rychlost na souši dosahuje 45 km/h a rychlost plavby 5 km/h [23].

Vozidlo se vyrábí ve dvou variantách, s pevnou nebo s plátěnou střechou. Jeho cena se pohybuje okolo 1,7 mil. Kč. Opčním doplňkem je 50 l nádrž. Zajímavostí je umístění nádrže v kolech vozidla [23].



Obr. 22 SHERP [23]

– **Aton Impulse Viking**

Toto obojživelné vozidlo s pohonem 4x4 je schopné dosahovat rychlosti 80 km/h na souši a rychlosti plavby 12 km/h. Výrazně vyšší rychlosti plavby, oproti jiným vozidlům, je dosaženo použitím reaktivního pohonu. Ve vozidle se používají dva motory: od společnosti Ford motor DW10 o výkonu od 100 kW do 120 kW, a ruský motor ZMZ-51432-10TD1 o výkonu 82 kW [2].

Vozidlo je schopné uvést 3 pasažéry a 450 kg nákladu na souši, nebo 3 pasažéry a 150 kg na vodě [2].



Obr. 23 Aton Impulse Viking [2]

– **Gibbs Amphitrucks Humdinga a Phibian**

Obě tato vozidla patří do kategorie „rychlých obojživelníků“. Díky reaktivnímu pohonu dosahují na vodě rychlosti až 50km/h. Na souši se pohybují dálniční rychlostí. K dostání jsou varianty s pohonem předních nebo zadních náprav nebo verze 4x4. Vozidla uvezou až 2 t nákladu [7].

Zajímavá je především konstrukce kol, které se ve vodě naklopí a tím sníží odpor plavidla.



Obr. 24 Gibbs Humdinga [7]

– **Amphibious Responder**

Obojživelné záchranářské vozidlo je určeno pro evakuaci osob při povodních, požárech atd. Vozidlo je konstruováno tak, aby bylo schopno přepravy transportním vrtulníkem, letadlem a mohlo tak být nasazeno kdekoli [4].

Vozidlo má pohon 4x4 a standardně je poháněno 6,7 l V8 dieselovým motorem. Pro pohon na vodě vozidlo používá vrtulový propulzor na zádi vozidla.

Vrtule je poháněna dalším diesellovým motorem 6,7 l V8. Každý z motorů má výkon 220 kW. Na silnici toto vozidlo dosahuje rychlosti 110 km/h a na vodě 12 km/h [4].



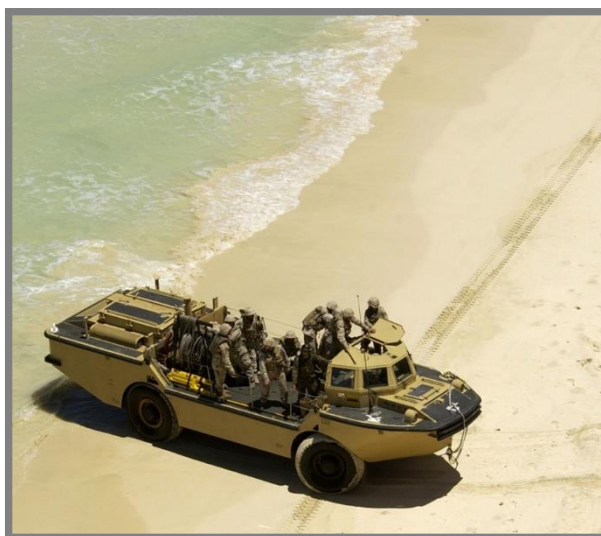
Obr. 25 Amphibious Responder [4]

– LARC- V

Toto vozidlo bylo vyvinuto v USA v průběhu 50. let minulého století. Jméno vozidla znamená v překladu lehčí, obojživelné zásobovací a transportní vozidlo s nosností 5 tun. Vozidlo bylo ve velké míře využíváno během války ve Vietnamu. V dnešní době se využívá především pro turistické účely. Ve zmodernizované podobě tato vozidla slouží dodnes v mnoha armádách.

Vozidlo je poháněno diesellovým 12,9 l V8 motorem s výkonem 220 kW. Disponuje pohonem 4x4. Rychlost na souši se pohybuje kolem 50 km/h a na vodě 16 km/h. Pro pohon na vodě je využit vrtulový propulzor [8].

Americká armádní vozidla, která prošla modernizací, nesou označení SLEP LARC-V. Tato vozidla mohou přepravovat větší množství nákladu a jsou vybavena motorem o výkonu 280 kW [8].



Obr. 26 SLEP LARC-V, zdroj: <http://thehive.com/>

2.9 Obojživelná vozidla s hydrostatickým pohonem

2.9

Někteří výrobci využívají mnoha výhod hydrostatického pohonu a využívají tento druh pohonu pro obojživelná vozidla. Mezi tyto výrobce patří například Hydratrek.

– Hydratrek

V současné době tato společnost nabízí čtyři vozidla, dvě vozidla v provedení 6x6 s gumovými pásy a dvě v provedení 8x8 s gumovými pásy. Pro pohon hydrogenerátoru jsou použity motory dva druhy motorů, přepínaný vznětový motor V3600T o výkonu 63 kW a menší V1505T o výkonu 33 kW. Oba tyto motory vyrábí společnost Kubota [10].

Ve vozidle je využit uzavřený hydraulický obvod s dvojicí hydromotorů pro pohon kol a dvojicí hydromotorů pro pohon vodních vrtulí na zádi vozidla. Hydromotory pro pohon kol jsou vybaveny planetovou převodovkou [10].

Verze s pohonem všech šesti kol jsou schopny uvést 725 kg, verze s pohonem všech osmi kol až 1400 kg nákladu na souši. Pro transport po vodě musíme počítat s polovičním, nebo menším nákladem [10].



Obr. 27 Hydratrek D2488B [10]

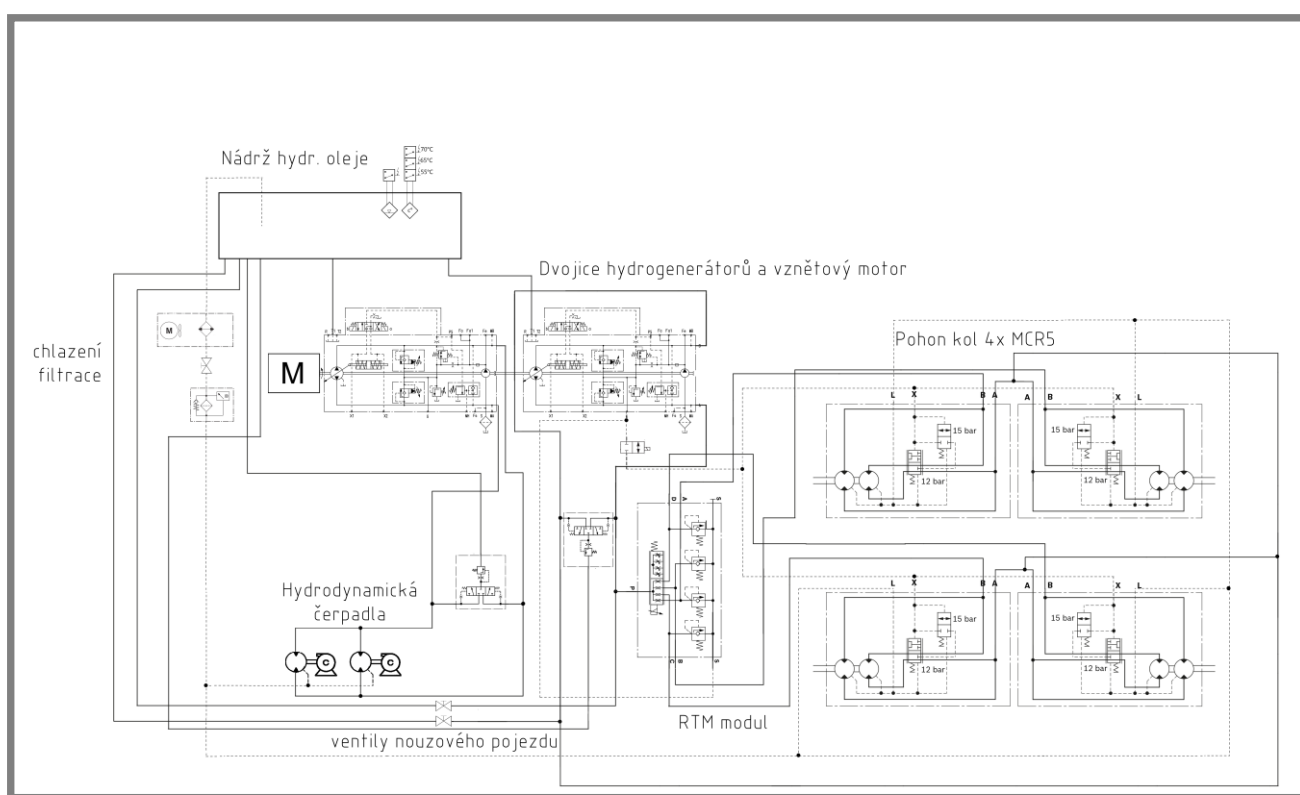
Pozn.: Další obojživelná vozidla, převážně pásová nebo menší viz příloha „Jiná obojživelná vozidla“.

3 MOŽNÁ VARIANTA ŘEŠENÍ POHONU OBOJŽIVELNÉHO VOZIDLA

Po konzultacích s Ing. Jurikem (Bosch Rexroth) bylo zvoleno řešení s dvěma čerpadly a čtyřmi hydromotory pro pohon na souši a dvojicí hydromotorů pro pohon hydrodynamických čerpadel.

Pro pohon na souši by byl vytvořen uzavřený hydraulický obvod s čtyřmi radiálními hydromotory Bosch Rexroth MCR5.

Pro pohon na vodě a čerpání byla určena dvojice axiálních hydromotorů Bosch Rexroth A2FM.



Obr. 28 Schéma zapojení,

3.1 Doplnující parametry a představa o vozidle

3.1

Pro výpočet vhodných komponent hydraulického pohonu tohoto vozidla bylo nutno zvolit doplňující parametry. Tyto parametry byly zvoleny dle doporučení a odhadů odborníků, kteří tyto pohony navrhují. Značení uvedeno v Tab. 2 a Tab. 3 odpovídá značení ve výpočtech.

Tab. 2 Zadané parametry

Parametr	Značka	Hodnota [jednotka]
Výkon vznětového motoru	P	250 kW
Otáčky vznětového motoru	n	1200-24000 ot. min ⁻¹
Tlak hydrogenerátoru	Δp_{A4VG}	30 MPa
Výkon hydrodynamického čerpadla	$P_{\check{c}}$	120 kW
Výkon hydromotoru pro čerpadlo	P_{A2FM}	120 kW
Průtok hydrodynamického čerpadla	Q_{3000}	0,2 m ³ · s ⁻¹
Výstupní tlak hydrodynamického čerpadla	$\Delta p_{\check{c}}$	0,5 MPa
Otáčky hydrodynamického čerpadla	$n_{\check{c}}$	3000 ot. min ⁻¹
Maximální rychlost vozidla	v_{max}	30 km · h ⁻¹

Tab. 3 Zvolené parametry

Parametr	Značka	Hodnota [jednotka]
Minimální předpokládaná hmotnost vozidla	m_{min}	5 000 kg
Maximální předpokládaná hmotnost vozidla	m_{max}	6 000 kg
Průměr pneumatik BF Goodrich ALL TERRAIN	d_{pneu}	27,8 in
Stoupavost vozidla	s	20 %
Součinitel valivého odporu, volen pro bláto	$f_{tbláto}$	0.2

Hmotnost tohoto vozidla byla určena na základě pevnostního odhadu a porovnání s jinými vozidly s podobným hydraulickým pohonem. Výrobce a typ pneumatik byl zvolen jako pro standartní terénní vozidlo s obdobnou hmotností. Velikost pneumatiky byla zvolena s ohledem na potřebný krouticí moment a maximální rychlost. Součinitel valivého odporu byl zvolen dle tabulek, používaných společností Bosch Rexroth pro výpočty tažné síly vozidla.

Řízení vozidla na vodě by bylo řešeno usměrňovačem proudu vody, tak jako je tomu například u vodního skútru. Oproti jednomu vodometu, vodního skútru, toto vozidlo disponuje dvojicí vodometů, a proto dojde ke zvýšení manévrovatelnosti, pokud by byla zvolena varianta, řízení každého vodometu samostatně. Tento systém by mohl být ovládán přímočarým hydromotorem.

Řízení vozidla na souši by bylo řešeno, stejně jako u většiny automobilu, řízením předními koly. Zajímavým řešením by také mohlo být řízení pomocí kloubového řízení. Pro ovládání tohoto mechanismu by byly použity přímočaré hydromotory. Výhodou kloubového mechanismu je menší poloměr otáčení vozidla.

3.2 Komponenty

V této podkapitole jsou představeny doporučené komponenty pro hydraulický pohon tohoto vozidla. Prvky jsou uvedeny v pořadí, ve kterém byly zvoleny dle výpočtu.

– Vznětový motor

Vznětový motor, IVECO C78 ENT pro průmyslové aplikace, byl zvolen společností CHV. Jedná se o vznětový čtyřtákní, řadový šestiválec o objemu 7.8 l a výkonu 220 kW. Více informací o tomto vznětovém motoru viz příloha – parametry.

Pozn.: Tento vznětový motor neodpovídá zadání, ale byl předmětem konzultací a následně schválen společností CHV (zadavatel bakalářské práce).



Obr. 29 Vznětový motor Iveco C 78 ENT

– Hydromotory pro pohon kol

Po provedení výpočtů (viz příloha – výpočty), byl z katalogu Bosch Rexroth zvolen radiální pístový hydromotor **MCR5 .820**.

Tento hydromotor dosahuje vysoké účinnosti, nízké hlučnosti, je schopný změny smyslu otáčení a plynulého otáčení již při nízkých otáčkách. Je dostupný s brzdou (jak mechanickou – vhodná pouze jako parkovací brzda, tak dynamickou – vhodná pro brždění za jízdy) a také ve dvourychlostní verzi. Je vhodný jak pro uzavřené, tak pro otevřené hydraulické obvody [3].

Cena jednoho hydromotoru se pohybuje kolem 1600 EUR, parametry hydromotoru viz příloha – parametry.

Pozn.: Protože většina výrobců hydromotorů nabízí podobné hydromotory jako je tento, může být zvolen jakýkoliv hydromotor se stejnými nebo lepšími parametry. Zajímavým zjištěním je rozdílnost parametrů hydromotorů dle výrobce. Po konzultaci s Ing. Jurikem jsem zjistil, že tyto rozdíly jsou způsobeny tvarem a přesností výroby křivky, po které se odvalují vnější konce pístů. Tyto konce jsou většinou vybaveny válečky nebo kuličkami.



Obr. 30 Hydromotor Bosch Rexroth MCR5 [3]

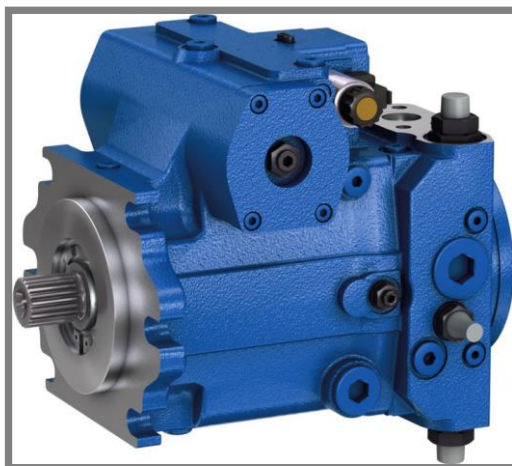
– Hydrogenerátory

Proto, aby mohl být využit hydraulický pohon, musí se nějakým způsobem přeměnit výkon vznětového motoru na tlak a průtok kapaliny, k tomuto účelu slouží hydrogenerátor. Nejpoužívanějším typem hydrogenerátoru v mobilní hydraulice je axiální hydrogenerátor s nakloněnou deskou v regulačním provedení. Proto jsem volil z nabídky těchto hydrogenerátorů pro uzavřené obvody.

Po určení hydromotorů pro pohon kol byl mnou zvolen z katalogu Bosch Rexroth hydrogenerátor **A4VG 210**. Ten je využit v obvodu, který slouží pro pojezd.

V tomto vozidle budou použity dva hydrogenerátory. Protože se hydrogenerátory zapojí sériově za sebou na vznětový motor, oba hydrogenerátory se budou otáčet se stejnými otáčkami. Pro obvod s axiálními hydromotory byl zvolen hydrogenerátor **A4VG 280**.

Cena jednoho hydrogenerátoru se pohybuje kolem 8920 EUR. Parametry hydrogenerátoru viz příloha – parametry.



Obr. 31 Hydrogenerátor Bosch Rexroth A4VG [3]

– **Hydromotory pro pohon hydrodynamického čerpadla resp. vodomětů**

Společnosti CHV byl doporučen axiální hydromotor s nakloněným blokem válců PARKER řady F12.

F12 je řada axiálních hydromotorů s nakloněným blokem válců v neregulačním provedení. Tyto motory mohou být použity v mnoha aplikacích v otevřených i uzavřených hydraulických obvodech. Konkrétně byl zvolen hydromotor F12 – 80. Tento hydromotor je navíc odolný vůči úniku oleje, což může být velmi přínosné z ekologických důvodů [11].

Z nabízeného sortimentu hydromotorů Bosch Rexroth byl zvolen hydromotor A2FM80, který dosahuje podobných parametrů jako hydromotor z řady F12 od společnosti PARKER. Jedná se o axiální pístový hydromotor s nakloněným blokem válců. Pro nominální hodnotu tlaku (35 MPa) hydromotor dosahuje až 4500 ot/min. Tento hydromotor je vhodný pro aplikace v otevřených i uzavřených hydraulických obvodech. Cena jednoho hydromotoru se pohybuje kolem 2500 EUR [3].



Obr. 33 Bosch Rexroth A2FM [3]



Obr. 32 PARKER F12 [11]

4 DISKUSE

4

Cílem této práce byla studie proveditelnosti obojživelného vozidla s hydrostatickým pohonem. Řešené vozidlo je specifické tím, že důraz je kladen na hydrodynamická čerpadla. Ta u tohoto vozidla slouží k reaktivnímu pohonu vozidla, ale hlavně k čerpání vody. Dalším cílem bylo udělat průzkum trhu obojživelných vozidel vhodných k transportu hydrodynamických čerpadel. Vozidla uvedená v kapitole 2.8, by mohla sloužit i jako základ pro konstrukci vozidla nového. Po seznámení se s problematikou obojživelných vozidel a hydrostatických pohonů, byly provedeny výpočty potřebné k určení vhodných hydromotorů a hydrogenerátoru. Problémy, které se při řešení výpočtů naskytly, byly řešeny na konzultacích s Ing. Jurikem (Bosch Rexroth) nebo s odborníky z CHV. Protože potřebný software pro výpočet trakčních charakteristik není volně dostupný, byly vypočtené hodnoty zaslány Ing. Jurikovi, který výsledky zadal do programu FADI 5.102. Maximální rychlost vozidla, která vyplývá z trakční charakteristiky je 33 km/h. Je třeba však podotknout, že reálný hydraulický obvod bude zatížen jinými prvky, jako například rozváděčem, pojistnými ventily atd. Tyto prvky znatelně ovlivní tento výkon. Pro řešené vozidlo je vhodný trakční modul RTM (použit ve schématu) od společnosti Bosch Rexroth, který by mohl výrazně ovlivnit jízdní vlastnosti vozidla v terénu. Cena tohoto modulu pro řešené vozidlo se pohybuje kolem 2080 EUR. V příloze se také nachází teoretický výpočet tahu vodomětů a maximální rychlost plavby vozidla. Tento výpočet je orientační, ale dává obecný přehled o rozměrech, které by dané vozidlo mohlo mít. Bohužel, tato hydrodynamická čerpadla nejsou nejvhodnějšími čerpadly pro vodomětný pohon. Čerpadla určená například pro vodomětný pohon lodí nemusí dosahovat vysokých tlaků a s tím spojené výtlačné výšky. Výtlačná výška čerpadel tohoto vozidla je velice důležitým parametrem, protože například hasiči často musí natahovat čerpací hadice do vyšších míst.

5 ZÁVĚR

Výsledkem této bakalářské práce je studie proveditelnosti obojživelného vozidla s hydrostatickým pohonem. Dále tato práce přibližuje základní pojmy z teorie hydromechaniky, plavebních schopností vozidel a hydraulických pohonů. V této práci se nachází také přehled vybraných obojživelných vozidel.

Vozidla uvedená v této bakalářské práci mohou sloužit jako základ pro přestavbu na obojživelné čerpadlo. Tato varianta by byla levnější, než vyvíjet vozidlo nové. Navíc vývoj obojživelných vozidel není jednoduchá záležitost. Pokud bychom zvážili, že vozidlo by bylo využito pouze pro transport dvojice čerpadel s hydromotory a hydrogenerátor a vznětovým motor by zůstali na souši, otevírají se možnosti využití mnohem menších obojživelných vozidel (AATV). Ta jsou schopná uvést přibližně 200 kg nákladu na vodě pro menší varianty 6x6, a až 410 kg nákladu na vodě pro větší varianty 8x8. Tato nosnost je dostatečná pro transport jednoho až dvou čerpadel s hydromotory a řidičem. Navíc by nebylo třeba řešit problém s hmotností nádrží pro hydraulický olej a pro pohonné hmoty vznětového motoru.

Další možnou alternativou je využití jednoho z vybraných vozidel pouze pro transport speciálního motorového kontejneru. Pro čerpání by mohly být využita například ponorná čerpadla řešená v bakalářské práci [9]. Tato bakalářská práce se zabývá řešením hydraulického pohonu pro ponorné čerpadlo, které vyvíjí společnost CHV. Tato práce byla řešena současně s mou prací.

Hydraulické pohony jsou poměrně drahé. Cena řešeného hydraulického pohonu včetně modulu RTM je přibližně 985 000 Kč. Navíc možnosti využití tohoto vozidla jsou omezené. Proto je třeba zvážit rentabilitu tohoto vozidla.

Na základě výše zmíněných úvah a poznatků doporučuji:

- *zvážit výzkum univerzálnější verze tohoto vozidla s jiným druhem čerpadel,*
- *využít již vyráběné vozidlo pouze k transportu hydrodynamických čerpadel,*
- *využít větší obojživelné vozidlo k transportu motorového kontejneru a sady ponorných čerpadel.*

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] [TEAM OF AUTHORS: HERBERT EXNER .. ET AL.]. *Hydraulics: basic principles and components*. 2nd ed. Würzburg: Bosch Rexroth, Drive, 2001.
- [2] *Aton-Impulse* [online]. 2014 [cit. 2016-03-28]. Dostupné z: <http://atonimpulse.ru/>
- [3] *Bosch Rexroth: Mobile Hydraulics* [online]. 2015 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/>
- [4] *CAMI: Cool Amphibious Manufacturers International* [online]. South Carolina, 2014 [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.camillc.com/>
- [5] *DAT: DutchAmfibiousTransport* [online]. ©2010 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://datbv.com/>
- [6] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [7] *GIBBS: Amphitrucks* [online]. ©2016 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://gibbsamphitrucks.com/>
- [8] *GlobalSecurity.org* [online]. ©2000-2016 [cit. 2016-04-12]. Dostupné z: <http://www.globalsecurity.org/>
- [9] HOLAN, J. Odstředivé radiální ponorné vodní čerpadlo s hydrostatickým pohonem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 46 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..
- [10] Hydratrek [online]. ©2014 [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.hydratrek.com/>
- [11] Hydraulic Pump & Motor Division. *Parker* [online]. ©2016 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <http://www.parker.com/>
- [12] CHAPPLE, P. *Principles of Hydraulic Systems Design*. New York: MOMENTUM PRESS, 2015. 2. ISBN 13: 978-1-60650-453-6.
- [13] JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. Dostupné také z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik-HYDRODYNAMIKA%20HYDRODYNAMICKESTROJE.pdf>
- [14] KUDŹMA, Zygmunt, Edward PALCZAK, Janusz RUTAŃSK a Michał STOSIAK. Wybrane problemy eksploatacji maszyn z napędem hydrostatycznym. *MASZYNY GÓRNICZE* [online]. 2009, (4), 45 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: https://komag.eu/files/MG/2009/4/MG_2009-4.pdf
- [15] MACHÁT, P. *Studie pístového čerpadla s lineárním motorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 83 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.
- [16] OSIECKI, Andrzej. *Hydrostatyczny napęd maszyn*. Warszawa: Wydawnictwo WNT, 2014. ISBN 978-83-7926-188-8.
- [17] MARUŠINEC, J., PANÁČEK, T. *Studie proveditelnosti pohonu obojživelného autobusu*. Brno, 2015. VUT

- [18] PAVLOK, Bohuslav, Lumír HRUŽÍK a Miroslav BOVA. *HYDRAULICKÁ ZAŘÍZENÍ STROJŮ: učební text* [online]. Ostrava, 2007 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://www.338.vsb.cz/PDF/hydraulicka-zarizeni-stroju.pdf>
- [19] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy: 12. konference, ČSSR, Brno 18.-20. listopad 1987 : sborník přednášek*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [20] PROKEŠ, J. *Hydraulické pohony*. Praha: Nakladatelství ROH-PRÁCE, 1957. 276 s.,
- [21] RAWSON, K. J. a E. C. TUPPER. *Basic Ship Theory: Volume 1*. Oxford: Butterworth–Heinemann, 2001. 5. ISBN 0-7506-5396-5.
- [22] RAWSON, K. J. a E. C. TUPPER. *Basic Ship Theory: Volume 2*. Oxford: Butterworth–Heinemann, 2001. 5. ISBN 0-7506-5397-3.
- [23] *SHERP* [online]. ©2014-2015 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://sherp.ru/en/sherp/>
- [24] STOSIAK, M. The influence of mechanical vibration of the base on the pulsation in hydraulic system. *Hydraulika i Pneumatyka*. 2006, (3), 5-8. ISSN 1505-3954.
- [25] ŠOUKAL, Jiří. *ŘÍZENÍ POHONU ČERPADEL: Podkladová studie hydraulické části*, Olomouc, 2014 [cit. 2016-03-19].
- [26] TICHÝ, Jaroslav a Peter PATEK. *Teória lode*. 5. vyd. Bratislava: Vydavateľstvo STU, 2006. Edícia skript. ISBN 80-227-2466-1.
- [27] VINTR, Zdeněk. *Studie plavebních schopností obrněného transportéru MT-LB: Kandidátská disertační práce*. Brno: Voj. akad., 1992.
- [28] VOŘECH, J. *Hydraulické pohony jeřábových bubnů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 42 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.
- [29] VUT FSI, BRNO. *Pístové čerpadlo, zejména čerpadlo na krev*. Původce vynálezu: František POCHYLÝ, Josef KOLÁČNÝ, Simona FIALOVÁ. Česká republika. Užité v. 20094.

7 SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

7

$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	- hustota
$\delta [\text{Pa}^{-1}]$	- součinitel objemové stlačitelnosti
$\beta [^{\circ}\text{C}^{-1}]$	- součinitel teplotní roztažnosti
$\nu [\text{m}^2\text{s}^{-1}]$	- kinematická viskozita
$\sigma [\text{N}\cdot\text{m}^{-1}]$	- povrchové napětí
$\eta [\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}]$	- dynamická viskozita
$\tau [\text{Pa}]$	- smykové napětí
$\omega [\text{rad}^{-1}]$	- úhlová rychlost
$\eta_c [\%]$	- celková účinnost
$\eta_m [\%]$	- mechanická účinnost
$\eta_o [\%]$	- objemová účinnost
$a [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- zrychlení
$D [\text{m}^3\cdot\text{rad}^{-1}]$	- maximální výtlak hydromotoru/čerpadla na radián
$F [\text{N}]$	- síla
$K [\text{Pa}]$	- modul objemové stlačitelnosti kapaliny
$l [\text{m}]$	- délka rozhraní
$m [\text{kg}]$	- hmotnost
$M_k [\text{Nm}]$	- krouticí moment
$M_{kt} [\text{Nm}]$	- teoretický (ideální) krouticí moment
$M_{kz} [\text{Nm}]$	- ztráty krouticího momentu vlivem tření
$p [\text{Pa}]$	- tlak
$P [\text{W}]$	- výkon
$Q [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	- hmotnostní průtok
$Q_s [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	- ztráty objemové průtoku
$Q_t [\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$	- teoretický (ideální) průtok
$S [\text{m}^2]$	- plocha průřezu
$t [^{\circ}\text{C}]$	- teplota
$v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$	- měrný objem
$V [\text{m}^3]$	- objem
$\nu [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- rychlost kapaliny
$a_t [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	- teoretická rychlost šíření zvuku v kapalině
η_o, η_o', k, A, B - konstanty, které je nutno pro jednotlivé druhy olejů určit experimentálně a statisticky	
$g [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$	- gravitační zrychlení
$h [\text{m}]$	- výška
$G [\text{N}]$	- tíha tělesa
$F_v [\text{N}]$	- vztlačková síla
$x_T, y_T [\text{m}]$	- x-ová, y-ová souřadnice těžiště vozidla

x_C, y_C [m]	- x-ová, y-ová souřadnice těžiště výtlaku vozidla
n [min ⁻¹]	- otáčky
s [%]	- stoupavost
f [-]	- součinitel valivého odporu

8 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ, TABULEK**Obrázky:**

Obr. 1 Rozdělení hydrostatických čerpadel (upraveno do barevného schématu ÚK) [29]	18
Obr. 2 Výkonová charakteristika čerpadla [12]	21
Obr. 3 Srovnání zdvihového objemu a maximální rychlosti pístových hydromotorů [12]	22
Obr. 4 Charakteristiky radiálního hydromotoru (MCR-A) [3]	23
Obr. 5 Radiální pístový hydromotor s písty vedenými ve statoru [1]	23
Obr. 6 Radiální pístový hydromotor s písty vedenými v rotoru [1]	24
Obr. 7 Charakteristiky axiálních hydromotorů (Parker F12) [11]	25
Obr. 8 Axiální pístový hydromotor s nakloněným bokem válců [1]	26
Obr. 9 Axiální pístový hydromotor s nakloněnou deskou [19]	27
Obr. 10 Skladba pohonu [18]	28
Obr. 11 Otevřený a uzavřený obvod zdroj: www.wikipedia.com	28
Obr. 12 Vozidlo na hladině	30
Obr. 13 Obojživelné vozidlo TERREX 2 s patrnými vrtulovými propulzory (provedení vrtule v dýze) zdroj: http://www.saic.com/	31
Obr. 14 Základní princip fungování vodomětného pohonu [22]	32
Obr. 15 Reaktivní pohon určený pro obojživelná vozidla společnosti MJP (upraveno) zdroj: www.marinejetpower.com	32
Obr. 16 Schéma v Simulinku pro elektrický pohon obojživelného autobusu [17]	33
Obr. 17 DAT Amfibus, zdroj: http://www.gizmag.com/	33
Obr. 18 Základní rozdělení obojživelných vozidel	34
Obr. 19 Vznášedlo „SAR“, zdroj: http://hikemetalboatshipvesselbuilders.com/	34
Obr. 20 PTS-10 HZS ČR Hlučín, zdroj: http://www.pozary.cz/	35
Obr. 21 Rychlý obojživelník Gibbs Quadski XL, zdroj: http://www.pozary.cz/	35
Obr. 22 SHERP [23]	36
Obr. 23 Aton Impulse Viking [2]	37
Obr. 24 Gibbs Humdinga [7]	37
Obr. 25 Amphibious Responder [4]	38
Obr. 26 SLEP LARC-V, zdroj: http://thehive.com/	38
Obr. 27 Hydratrek D2488B [10]	39
Obr. 28 Schéma zapojení	40
Obr. 29 Vznětový motor Iveco C 78 ENT	42
Obr. 30 Hydromotor Bosch Rexroth MCR5 [3]	43
Obr. 31 Hydrogenerátor Bosch Rexroth A4VG [3]	44
Obr. 32 PARKER F12 [11]	44

Obr. 33 Bosch Rexroth A2FM [3]	44
---------------------------------------	----

Tabulky:

Tab. 1 Srovnání typů hydromotorů	21
Tab. 2 Zadané parametry	41
Tab. 3 Zvolené parametry	41

9 SEZNAM PŘÍLOH

9

Výpočty

Parametry

Jiná obojživelná vozidla